

文章编号:1671-1637(2013)05-0061-06

船用水润滑橡胶尾轴承静刚度计算模型

张圣东^{1,2}, 刘正林^{1,2}

(1. 武汉理工大学 能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063;

2. 武汉理工大学 船舶动力工程技术交通行业重点实验室, 湖北 武汉 430063)

摘要:为了解决水润滑橡胶尾轴承静刚度选取时,经验值与实际值相差较大的问题,提出了一种基于唯象理论的水润滑橡胶尾轴承静刚度计算模型。应用线性回归法和有限元法对计算模型进行线性化处理,求得静刚度模型参数,并用方差分析法对尾轴承静刚度的影响因素进行显著性检验。通过试验对尾轴承静刚度计算模型的正确性和有效性进行验证,提出了刚度修正系数。分析结果表明:长径比对尾轴承静刚度的影响最显著,弹性模量和比压次之,橡胶厚度影响最小;静刚度计算模型与参考文献中估算法和经验法相比,静刚度最小与最大相对误差分别为0.41%和34.77%,静刚度更接近橡胶尾轴承实际数值;橡胶尾轴承静刚度随比压升高非线性增大,最大达 $1.83 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

关键词:船舶工程;水润滑橡胶尾轴承;结构静刚度计算模型;有限元法;线性回归法

中图分类号:U664.21

文献标志码:A

Static stiffness calculation model of water-lubricated rubber stern tube bearing

ZHANG Sheng-dong^{1,2}, LIU Zheng-lin^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, Hubei, China;

2. Key Laboratory of Marine Power Engineering and Technology of Ministry of Communications, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, Hubei, China)

Abstract: In order to shorten the distance between the experience value and actual value of water-lubricated rubber stern tube bearing, a static stiffness calculation model was proposed by phenomenological theory. The calculation model was linearized to obtain the parameters by linear regression method and finite element method. Significance test for the influence factors of bearing static stiffness was carried out by difference method. Test method offered the stiffness correction coefficient, which verified the correctness and validity of the model. Analysis result shows that the most significant influence on static stiffness of stern tube bearing is length-diameter ratio, the second ones are modulus and pressure ratio, and the last one is rubber thickness. Compared the static stiffness model with the methods of estimation or experience in references, the minimum and maximum relative errors are 0.41% and 34.77% respectively, indicating a closer value to the real. With the increase of pressure ratio, the static stiffness increases nonlinearly, the maximum change value is $1.83 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$. 7 tabs, 2 figs, 16 refs.

Key words: ship engineering; water-lubricated rubber stern tube bearing; structural static

收稿日期:2013-08-18

基金项目:国家自然科学基金项目(51139005, 51079119)

作者简介:张圣东(1984-),男,山东泰安人,武汉理工大学工学博士研究生,从事船舶推进系统性能优化研究。

导师简介:刘正林(1949-),男,湖北武汉人,武汉理工大学教授。

stiffness calculation model; finite element method; linear regression method

Author resumes: ZHANG Sheng-dong(1984-), male, doctoral student, +86-27-50664251, shengdong.taiji@163.com; LIU Zheng-lin(1949-), male, professor, +86-27-86551600, zlliu812@163.com.

0 引 言

在船舶轴系校中时,一般将轴承支承简化为刚性支座进行计算,这种简化使得轴承负荷与实际偏差增大,因此,人们开始探讨轴承静刚度对负荷的影响状况。实践证明,轴承静刚度对轴系校中计算结果和船舶航行的安全性有重要影响。以某 30 万吨 VLCC 油船轴系为研究对象,计算轴承静刚度对轴系校中的影响^[1]。当轴承静刚度由 $1.0 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 增大到 $1.0 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 时,尾管前轴承和后轴承支反力分别增加了 17.6 kN 和 45.0 kN。对于 7.6 万吨成品油船^[2],计入轴承静刚度后,前尾轴承和后尾轴承支反力分别增加 8 kN 和 1 kN,而中间轴承减小 13 kN。

目前,推进轴系对中不良,导致主机曲轴断裂,轴系振动剧烈和尾轴变形与密封破坏等事故时有发生,有的船舶在试航几小时就发现前尾轴承与前密封失效,或后尾轴承烧熔,有的船舶仅运行 6 个月就出现后尾轴承损坏^[3]。根据瑞士著名船舶保险公司 The Swedish Club 对 1998~2004 年船舶理赔事故统计报告可知,船舶航行中由于机械故障造成的事故占总理赔事故的 45.0%;而在机械故障当中推进动力系统(主机+推进轴系)的故障率占 52.9%,造成直接经济损失 87 542 080 美元。另据塞浦路斯共和国商船部,对 2000~2012 年 903 起特大海事事故的调查统计表明,机损事故(包括主机故障和推进系统故障)共 203 起,占总事故的 22.5%^[4]。

国内外海船入级规范和文献鲜有针对水润滑橡胶尾轴承静刚度计算公式的研究,也没有对刚度值作出十分明确的规定,尾轴承静刚度的选取主要依赖经验值和推荐值,缺乏针对性。如 DNV 船级社推荐:尾管后轴承静刚度为 $4.9 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,尾管前轴承与中间轴承静刚度为 $9.8 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$; CCS 船上振动控制指南推荐:尾管后轴承刚度取 $(1.0 \sim 3.0) \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,水润滑尾管后轴承刚度取 $2.0 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,尾管前轴承与中间轴承取 $1.0 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。另外,轴承刚度的研究多局限于动力磁轴承、气体静压轴承和滚动轴承等,在橡胶尾轴承静刚度方面,鲜有研究。顾越建立了某轴承座有限元模型和平面几何解析模型,对轴承座水平

方向和支承方向的静刚度进行计算,但有限元结果与平面几何解析结果吻合较差,模型分析了有加强筋和无加强筋轴承座,前者比后者水平刚度大 $1.75 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,垂直刚度大 $9.46 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,但是此方法的正确性和有效性缺乏试验验证,且没有提出轴承静刚度的计算公式;崔明现等考虑波箔轴承中波箔与接触面间摩擦力的影响,分析了影响波箔轴承结构刚度的参数,得出了计算波箔局部结构刚度的简化公式^[5],由于波纹间相互作用力的影响,波箔局部结构刚度沿周向并不一致,从固定端到自由端逐渐减小,结构刚度随波箔弹性模量、波纹厚度、非固定端波纹高度和接触面摩擦因数的增大而增大,随波纹半长度和节距的减小而增大;Andrés 等建立了测量某金属箔轴承静刚度和动刚度的试验平台,对轴承施加非线性径向拉压载荷,通过位移传感器采集轴承变形量,拟合出金属箔轴承的静刚度和动刚度计算公式^[6],但两者的计算公式仅适用于箔轴承,无法推广到橡胶尾轴承。本文以水润滑橡胶尾轴承为研究对象,应用唯象理论,建立了水润滑橡胶尾轴承静刚度计算模型,并应用有限元法^[7-9]、正交试验法^[10]和线性回归法,得出尾轴承静刚度计算公式。以 SSB-100 型试验台为平台,运用试验法^[11-12]开展水润滑橡胶尾轴承静刚度的试验研究,验证静刚度计算公式的正确性和有效性,最后通过算例说明静刚度计算模型的优越性。

1 尾轴承静刚度计算公式推导

1.1 橡胶弹性形变的唯象理论

根据唯象理论,橡胶的应力和应变关系为

$$\frac{\sigma}{\mu - \mu^{-2}} = 2 \left(\frac{\partial w}{\partial I_1} + \frac{\partial w}{\mu \partial I_2} \right) \quad (1)$$

储能函数 w 为

$$w = R_1(I_1 - 3) + R_2(I_2 - 3) \quad (2)$$

$$I_1 = \eta_1^2 + \eta_2^2 + \frac{1}{\eta_1 \eta_2}$$

$$I_2 = \eta_1^2 \eta_2^2 + \frac{1}{\eta_1^2} + \frac{1}{\eta_2^2}$$

式中: σ 为应力; μ 为应变; R_1 、 R_2 为 Rivlin 系数; I_1 、 I_2 分别为第 1、2 Green 应变常量; η_1 、 η_2 为主轴拉伸比。

根据唯像理论与试验得到某硫化橡胶的应力-应变曲线^[13],应力曲线随应变的增大呈指数增大趋势,国内外相关专家对天然橡胶和含 MPC 碳黑的天然橡胶的研究也得出了同样结论。

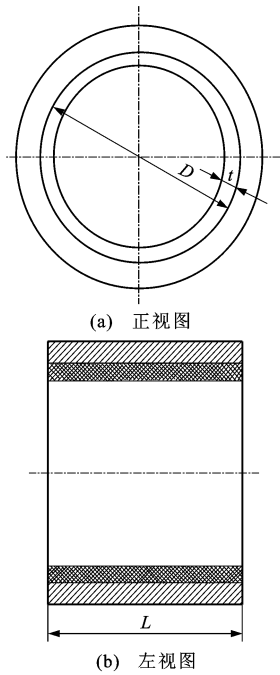
由于应力、应变分别与载荷、变形有关,所以应力-应变的斜率正比于载荷与变形的导数,即

$$\frac{\partial \sigma}{\partial \epsilon} \propto \frac{\partial F}{\partial \delta} = K_1 \quad (3)$$

式中: K_1 为试件的刚度; ϵ 为长径比; F 为试件的载荷; δ 为试件的位移。

1.2 尾轴承静刚度计算公式推导

尾轴承主要由橡胶内衬和铜套构成,其结构见图 1。



D —轴承内径; L —轴承长度; t —橡胶层厚度

图 1 轴承结构

Fig. 1 Bearing structure

由于橡胶是粘弹材料,所以橡胶尾轴承刚度非常数。刚度除与结构形式相关外,更与材料属性和比压密不可分,尾轴承弹性模量、长径比、比压和橡胶层厚度与静刚度的关系为

$$K = C_k \epsilon^{C_1} E^{C_2} t^{C_3} p^{C_4} \quad (4)$$

式中: K 为尾轴承静刚度; E 为橡胶弹性模量; p 为比压; C_k, C_1, C_2, C_3, C_4 为待定参数。

对式(4)作线性化处理,在等号两边取对数,得

$$\ln(K) = \ln(C_k) + C_1 \ln(\epsilon) + C_2 \ln(E) + C_3 \ln(t) + C_4 \ln(p) \quad (5)$$

则线性回归方程为

$$y = C_0 + C_1 x_1 + C_2 x_2 + C_3 x_3 + C_4 x_4 \quad (6)$$

$$y = \ln(K), C_0 = \ln(C_k), x_1 = \ln(\epsilon)$$

$$x_2 = \ln(E), x_3 = \ln(t), x_4 = \ln(p)$$

对式(6)运用回归分析法,求各点静刚度偏差平方和为

$$\sum_{i=1}^n d_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - C_0 - C_1 x_{1i} - C_2 x_{2i} - C_3 x_{3i} - C_4 x_{4i})^2 \quad (7)$$

式中: n 为样本容量; d_i 为第 i 点的静刚度偏差; y_i 为第 i 点的静刚度测量值; \hat{y}_i 为第 i 点的静刚度理论值。

$\sum_{i=1}^n d_i^2$ 越小,静刚度理论值与测量值越接近,取最小值的必要条件是

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^n d_i^2}{\partial C_0} = \frac{\partial \sum_{i=1}^n d_i^2}{\partial C_1} = \frac{\partial \sum_{i=1}^n d_i^2}{\partial C_2} = \frac{\partial \sum_{i=1}^n d_i^2}{\partial C_3} = \frac{\partial \sum_{i=1}^n d_i^2}{\partial C_4} = 0$$

整理得线性方程组为

$$\begin{cases} nC_0 + C_1 \sum_{i=1}^n x_{1i} + C_2 \sum_{i=1}^n x_{2i} + C_3 \sum_{i=1}^n x_{3i} + C_4 \sum_{i=1}^n x_{4i} = \sum_{i=1}^n y_i \\ C_0 \sum_{i=1}^n x_{1i} + C_1 \sum_{i=1}^n x_{1i}^2 + C_2 \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{2i} + C_3 \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{3i} + C_4 \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{4i} = \sum_{i=1}^n x_{1i} y_i \\ C_0 \sum_{i=1}^n x_{2i} + C_1 \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{2i} + C_2 \sum_{i=1}^n x_{2i}^2 + C_3 \sum_{i=1}^n x_{2i} x_{3i} + C_4 \sum_{i=1}^n x_{2i} x_{4i} = \sum_{i=1}^n x_{2i} y_i \\ C_0 \sum_{i=1}^n x_{3i} + C_1 \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{3i} + C_2 \sum_{i=1}^n x_{2i} x_{3i} + C_3 \sum_{i=1}^n x_{3i}^2 + C_4 \sum_{i=1}^n x_{3i} x_{4i} = \sum_{i=1}^n x_{3i} y_i \\ C_0 \sum_{i=1}^n x_{4i} + C_1 \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{4i} + C_2 \sum_{i=1}^n x_{2i} x_{4i} + C_3 \sum_{i=1}^n x_{3i} x_{4i} + C_4 \sum_{i=1}^n x_{4i}^2 = \sum_{i=1}^n x_{4i} y_i \end{cases}$$

$$\text{令 } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} n & \sum_{i=1}^n x_{1i} & \sum_{i=1}^n x_{2i} & \sum_{i=1}^n x_{3i} & \sum_{i=1}^n x_{4i} \\ \sum_{i=1}^n x_{1i} & \sum_{i=1}^n x_{1i}^2 & \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n x_{2i} & \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n x_{3i} & \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n x_{4i} \\ \sum_{i=1}^n x_{2i} & \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n x_{2i} & \sum_{i=1}^n x_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n x_{2i} \sum_{i=1}^n x_{3i} & \sum_{i=1}^n x_{2i} \sum_{i=1}^n x_{4i} \\ \sum_{i=1}^n x_{3i} & \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n x_{3i} & \sum_{i=1}^n x_{2i} \sum_{i=1}^n x_{3i} & \sum_{i=1}^n x_{3i}^2 & \sum_{i=1}^n x_{3i} \sum_{i=1}^n x_{4i} \\ \sum_{i=1}^n x_{4i} & \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n x_{4i} & \sum_{i=1}^n x_{2i} \sum_{i=1}^n x_{4i} & \sum_{i=1}^n x_{3i} \sum_{i=1}^n x_{4i} & \sum_{i=1}^n x_{4i}^2 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_{1i} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_{2i} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_{3i} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_{4i} \sum_{i=1}^n y_i \end{bmatrix}, \mathbf{b} = \begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix}$$

上述方程组的矩阵形式为

$$\mathbf{A}\mathbf{b} = \mathbf{B}$$

待求系数矩阵为

$$\mathbf{b} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B}$$

2 橡胶尾轴承静刚度计算

本文应用 ANSYS 有限元建立水润滑橡胶尾轴承的静刚度仿真模型,在尾轴承孔中安装一心轴,将 Solid 45 单元赋予铜衬套和心轴, Solid 185 单元赋予橡胶内衬。尾轴承铜衬套的外表面施加全约束,心轴两端施加轴向约束,心轴和轴承内衬间建立接触对。应用自重法施加尾轴承载荷 W ,通过改变心轴的密度 ρ 来实现

$$W = \frac{\rho \pi d^2 l}{4} = p D l$$

式中: l 为心轴长度; d 为心轴直径。

在求得各载荷 W 下的相应轴承变形状况后,取橡胶内衬中间位置的最大变形作为轴承变形 δ ,定义载荷 W 与变形 δ 的比为该轴承的静刚度。四因素五水平正交表见表 1,表 2 为静刚度有限元计算结果。

表 1 四因素五水平正交表

Tab. 1 Orthogonal table with four factors and five levels

因素	水平				
	1	2	3	4	5
弹性模量/MPa	16.0	21.6	34.3	49.2	71.6
长径比	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
橡胶厚度/mm	10.0	11.0	12.0	13.0	14.0
比压/MPa	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5

由表 2 得系数矩阵 \mathbf{b} ,经运算求得待定参数 C_k 为 $6.009 4 \times 10^{-5}$, C_1 为 1.846 2, C_2 为 0.720 7, C_3 为 10.416 4, C_4 为 0.288 7。橡胶尾轴承方差分析结果见表 3。查 F 分布表, $F_{0.05}(4, 8) = 3.84$,

表 2 静刚度计算结果

Tab. 2 Calculated result of static stiffness

试验次数	长径比	弹性模量/MPa	厚度/mm	比压/MPa	静刚度/ ($10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$)
1	2.0	16.0	10.0	0.1	2.52
2	2.0	21.6	11.0	0.2	3.17
3	2.0	34.3	12.0	0.3	4.46
4	2.0	49.2	13.0	0.4	5.92
5	2.0	71.6	14.0	0.5	7.97
6	2.5	16.0	11.0	0.3	2.91
7	2.5	21.6	12.0	0.4	3.61
8	2.5	34.3	13.0	0.5	5.17
9	2.5	49.2	14.0	0.1	0.71
10	2.5	71.6	10.0	0.2	1.47
11	3.0	16.0	12.0	0.5	3.49
12	3.0	21.6	13.0	0.1	4.04
13	3.0	34.3	14.0	0.2	5.93
14	3.0	49.2	10.0	0.3	11.90
15	3.0	71.6	11.0	0.4	15.70
16	3.5	16.0	13.0	0.2	32.40
17	3.5	21.6	14.0	0.3	4.16
18	3.5	34.3	10.0	0.4	14.90
19	3.5	49.2	11.0	0.5	19.20
20	3.5	71.6	12.0	0.1	27.00
21	4.0	16.0	14.0	0.4	3.93
22	4.0	21.6	10.0	0.5	7.25
23	4.0	34.3	11.0	0.1	15.60
24	4.0	49.2	12.0	0.2	20.50
25	4.0	71.6	13.0	0.3	16.50

$F_{0.10}(4, 8) = 2.81$,由表 3 可知,长径比对静刚度的影响显著,弹性模量次之,厚度影响最小。

3 水润滑橡胶尾轴承静刚度特性试验

3.1 尾轴承静刚度试验

试验环境温度为室温(25°C),采用磁力装置将百分表底座固定于支承轴承,调节液压控制手柄对试验轴缓慢施加载荷 P_1 ,使轴与试验轴承恰好接

表 3 方差分析结果
Tab. 3 Variance analysis result

方差来源	平方和	自由度	F 值
长径比	900.397	4	5.848 0
弹性模量	241.222	4	1.566 7
橡胶厚度	94.730	4	0.615 3
比压	171.889	4	1.116 4
误差	307.932	8	
总和	1 716.170	24	

触,此时百分表指针与试验轴承接触,分别记录 2 个百分表的变形读数 δ_1 、 δ_2 。然后缓慢施加相应的试验载荷 P_2 ,加载速度控制在 $10\text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$,分别记录 2 个百分表的读数 δ_3 、 δ_4 ,则尾轴承的静刚度为

$$K_s = \frac{2(P_2 - P_1)}{\delta_3 + \delta_4 - \delta_1 - \delta_2} \quad (8)$$

静刚度试验原理见图 2。4 个橡胶尾轴承(A~D)结构参数相同,按照试验要求进行静刚度试验,分别测量不同比压下的静刚度,并与式(4)计算值对比,测量结果和理论计算结果见表 4, $\lambda_A\sim\lambda_D$ 为尾轴承刚度试验值与理论值的比, λ 为每列比值的均值,取 λ 的均值 $\bar{\lambda}$ 为 0.675。

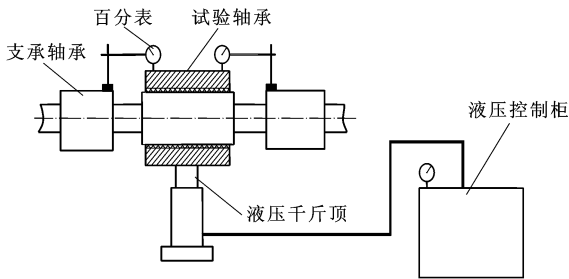


图 2 静刚度测试原理
Fig. 2 Test principle of static stiffness

表 4 静刚度比较
Tab. 4 Comparison of static stiffness

刚度参数		比压/MPa							
		0.10	0.15	0.20	0.21	0.25	0.30	0.35	0.40
试验值/ ($\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$)	A	14.9	14.4	15.3	15.8	17.1	17.2	18.4	18.0
	B	14.7	14.9	15.1	15.1	16.1	14.9	15.3	14.1
	C	10.8	12.9	13.7	13.9	14.6	15.3	15.7	16.2
	D	15.5	18.5	19.5	20.0	21.5	20.6	21.6	19.8
理论值/($\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$)		15.3	17.1	18.6	18.9	19.9	20.9	21.9	22.8
λ_A		0.97	0.84	0.82	0.84	0.86	0.82	0.84	0.79
λ_B		0.96	0.87	0.81	0.80	0.81	0.71	0.70	0.62
λ_C		0.71	0.75	0.74	0.74	0.73	0.73	0.72	0.71
λ_D		0.97	0.84	0.82	0.84	0.86	0.82	0.84	0.79
λ		0.73	0.71	0.68	0.69	0.70	0.65	0.65	0.60

3.2 试验结果分析

由表 4 可知,总体上尾轴承静刚度值随载荷的增大呈非线性增加趋势,其原因主要是橡胶属于高粘弹材料,在受比压作用时,其径向变形与比压呈非线性关系。尾轴承静刚度的理论计算值略大于试验值,为保证 2 种数据较好吻合,须对理论计算值进行修正,修正后的静刚度计算式为

$$K = \bar{\lambda} C_k \epsilon^{C_1} E^{C_2} t^{C_3} p^{C_4} \quad (9)$$

式中: $\bar{\lambda}$ 的取值为 0.675。

4 算例分析

橡胶尾轴承主要参数见表 5,计算结果见表 6、7。用本文方法计算的橡胶尾轴承静刚度值,随比压的增加呈非线性增大趋势,而文献[14-15]中的静刚度是定值。由表 6 可知,本文方法所得刚度值与文献[14]对比,两者最小相对误差为 2.01%,出现在 0.25 MPa,最大相对误差为 23.49%,出现在 0.49 MPa;由表 7 可知,本文方法计算所得尾轴承静刚度值与文献[15]相比,两者最小相对误差为 0.41%,出现在 0.45 MPa 时,最大相对误差为 34.77%,出现在 0.10 MPa。本文推导的尾轴承静刚度计算公式除考虑了弹性模量、长径比和厚度外,同时计入了比压的影响,使橡胶尾轴承的静刚度值更接近实际。

表 5 橡胶尾轴承主要参数
Tab. 5 Stern tube rubber bearings' main parameters

尾轴承参数	长径比	橡胶厚度/mm	橡胶弹性模量/MPa
文献[14]	2.5	12.5	6.5
文献[15]	4.0	12.5	7.8 ^[16]

表 6 文献[14]与本文静刚度对比
Tab. 6 Static stiffness comparison of reference [14]

		and this paper							
		$10^8\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$							
比压/MPa		0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
本文方法		1.16	1.31	1.42	1.52	1.60	1.67	1.74	1.80
文献[14]		1.49	1.49	1.49	1.49	1.49	1.49	1.49	1.49
相对误差/%		22.15	12.08	4.70	2.01	7.38	12.08	16.78	20.81

表 7 文献[15]与本文静刚度对比
Tab. 7 Static stiffness comparison of reference [15]

		and this paper							
		$10^8\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$							
比压/MPa		0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
本文方法		3.17	3.57	3.87	4.13	4.36	4.55	4.73	4.88
文献[15]		4.86	4.86	4.86	4.86	4.86	4.86	4.86	4.86
相对误差/%		34.77	26.54	20.47	15.02	10.29	6.38	2.67	0.41

5 结 语

提出了水润滑橡胶尾轴承静刚度的计算公式,运用有限元法和线性回归拟合出尾轴承静刚度计算参数,并用方差分析法对尾轴承静刚度的影响因素进行了显著性检验。通过试验和实例验证了尾轴承静刚度计算公式的正确性和有效性,并提出了静刚度的修正系数,增加了普适性。静刚度计算公式简单、实用,适用于水润滑橡胶尾轴承,弥补了国内外相关规范的不足,解决了人们选取水润滑橡胶尾轴承静刚度时,对经验值和推荐值的依赖。

参 考 文 献 :

References :

- [1] 周瑞平. 超大型船舶推进轴系中理论研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2005.
ZHOU Rui-ping. The theoretic studies on the propulsion shafting alignment of ultra-large vessels[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2005. (in Chinese)
- [2] 石 磊. 计入支承系统特性的船舶推进轴系动态校中研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2010.
SHI Lei. Research on dynamic alignment of marine propulsion shafting considering supporting system characteristics[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2010. (in Chinese)
- [3] 许运秀. “大源湖”号油船尾管异常声响分析与对策[J]. 上海造船, 2006(1): 52-55.
XU Yun-xiu. Dayuanhu oil tanker stern tube's abnormal noise analysis[J]. Shanghai Shipbuilding, 2006(1): 52-55. (in Chinese)
- [4] The Swedish Club. The Swedish Club highlights: main engine damage—an update of the 1998 study[R]. Göteborg: The Swedish Club, 2005.
- [5] 崔明现, 侯 予, 王林忠, 等. 波箔轴承结构刚度的计算[J]. 润滑与密封, 2006(5): 57-59, 63.
CUI Ming-xian, HOU Yu, WANG Lin-zhong, et al. On the calculation of structural stiffness of compliant bump foil bearing[J]. Lubrication Engineering, 2006(5): 57-59, 63. (in Chinese)
- [6] ANDRÉS L S, CHIRATHADAM T A, KIM T H. Measurement of structural stiffness and damping coefficients in a metal mesh foil bearing [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(3): 1-7.
- [7] KENNY A, PALAZZOLO A, MONTAGUE G T, et al. Theory and test correlation for laminate stacking factor effect on homopolar bearing stiffness[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(1): 142-146.
- [8] 李泽天, 王兴伟, 李小飞. 基于 ANSYS 的轴承座有限元分析[J]. 兵工自动化, 2008, 27(12): 94-96.
- LI Ze-tian, WANG Xing-wei, LI Xiao-fei. Finite element analysis of bearing seat based on ANSYS [J]. Ordnance Industry Automation, 2008, 27(12): 94-96. (in Chinese)
- [9] 秦 柏, 绍俊鹏, 张艳芹, 等. 环形橡胶径向刚度特性仿真分析[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2009, 14(3): 51-55.
QIN Bai, SHAO Jun-peng, ZHANG Yan-qin, et al. Radial stiffness characteristics simulation analysis of annular rubber[J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2009, 14(3): 51-55. (in Chinese)
- [10] 董如何, 肖必华, 方永水. 正交试验设计的理论分析方法及应用[J]. 安徽建筑工业学院学报: 自然科学版, 2004, 12(6): 103-106.
DONG Ru-he, XIAO Bi-hua, FANG Yong-shui. The theoretical analysis of orthogonal test designs [J]. Journal of Anhui Institute of Architecture and Industry: Natural Science, 2004, 12(6): 103-106. (in Chinese)
- [11] VANGRIMDE B, BOUKHILI R. Analysis of the bearing response test for polymer matrix composite laminates: bearing stiffness measurement and simulation[J]. Composite Structures, 2002, 56(4): 359-374.
- [12] CHEN Y S, CHIU C C, CHENG Y D. Influences of operational conditions and geometric parameters on the stiffness of aero-static journal bearings[J]. Precision Engineering, 2010, 34(4): 722-734.
- [13] 袁新恒, 张隐西, 张 勇, 等. 甲基丙烯酸镁补强丁腈橡胶的拉伸应力-应变行为[J]. 上海交通大学学报, 2000, 34(11): 1516-1519.
YUAN Xin-heng, ZHANG Yin-xi, ZHANG Yong, et al. Study on stress-strain behavior of magnesium methacrylate-reinforced NBR[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2000, 34(11): 1516-1519. (in Chinese)
- [14] 沈荣瀛, 张智勇, 汪 玉. 船舶推进轴系冲击响应[J]. 中国造船, 2009, 41(3): 74-79.
SHEN Rong-ying, ZHANG Zhi-yong, WANG Yu. Shock response of propulsive shaft of vessels [J]. Shipbuilding of China, 2009, 41(3): 74-79. (in Chinese)
- [15] 付团伟, 李 明. 多点弹性支承下船用螺旋桨轴承的受力与变形分析[J]. 西安科技大学学报, 2011, 31(1): 112-116.
FU Tuan-wei, LI Ming. Force and deformation of ship's propeller bearing on multi-points elastic support [J]. Journal of Xi'an University of Science and Technology, 2011, 31(1): 112-116. (in Chinese)
- [16] 刘文红, 王家序, 周广武, 等. 含沟槽结构的水润滑橡胶轴承三维弹流润滑分析[J]. 郑州大学学报: 工学版, 2012, 33(6): 79-83.
LIU Wen-hong, WANG Jia-xu, ZHOU Guang-wu, et al. Three dimensional EHL analyses for water-lubricated rubber bearings with grooves [J]. Journal of Zhengzhou University: Engineering Science, 2012, 33(6): 79-83. (in Chinese)